

А.В. ГАЙДАКА, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХП», Харків;
В.В. НЕМЧИК, асп., НТУ «ХП», Харків, Україна

О ПОВЫШЕНИИ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ТОРЦЕВОГО КОНТАКТА РОЛИКОПОДШИПНИКОВ

В статье предложено повышение износостойкости торцевого контакта цилиндрических роликоподшипников с осевой нагрузкой осуществлять за счет улучшения свойств смазки и совершенствования конструкции бортов. Изложена методика оценки работоспособности торцевого контакта роликоподшипников по критерию толщины смазочной пленки.

In article is offered increasing to wear capability butt end contact cylindrical bearing with axial load to realize to account of the improvement characteristic lubricant and improvements to designs of the board. The Stated methods of the estimation to capacity to work butt end contact bearing on criterion of the thickness of the lubricating film.

Введение. Повышение износостойкости торцевого контакта рассматривается на примере цилиндрических роликоподшипников с осевой нагрузкой. Известно, что некоторые типы цилиндрических роликоподшипников (12000, 42000, 52000, 62000, 92000) могут воспринимать умеренные ($F_a / F_r \leq 0.4$) односторонние и двусторонние осевые силы при постоянно действующей радиальной силе F_r [1]. Как показывает опыт эксплуатации одного из наиболее массовых цилиндрических роликоподшипников букс вагонов, в результате восприятия осевых сил происходит изнашивание соответствующих торцевых поверхностей роликов и бортов колец. Часто изнашивание торцевого контакта буксовых цилиндрических роликоподшипников сопровождается схватыванием, задирами на торцах роликов (рис.1) и бортах колец (рис.2).

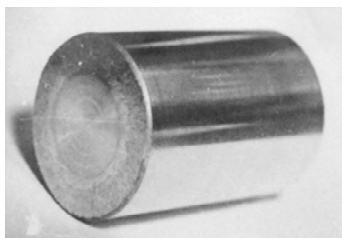


Рис.1. Изношенный торец
 цилиндрического ролика подшипника типа
 2726



Рис. 2. Изношенный торец борта с
 трещинами наружного кольца
 подшипника типа 2726

Задиры поверхностей деталей в торцевом контакте могут приводить к отпуску металла, появлению в них трещин (рис.2) с последующим разрушением подшипника, угрожая безопасности движения на железнодорожном транспорте. По данным «Укрзалізниці» задиры на торцах

ролика и бортах колец являются наиболее часто встречающимся видом повреждения цилиндрических роликоподшипников типа 2726 с устойчивой ежегодной частотой их выбраковки (рис.3).

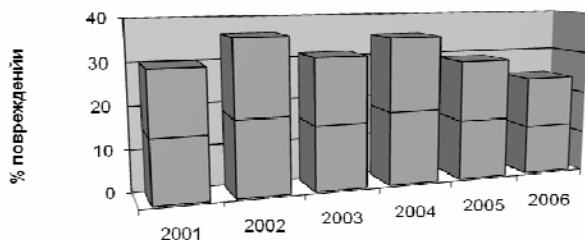


Рис. 3. Гистограмма выхода из строя роликоподшипников типа 2726 вследствие появления задиров на торцах роликов и бортах колец

Анализ публикаций. В большинстве исследований по работоспособности торцевого контакта цилиндрических роликоподшипников повышение его износостойкости связывается с оптимизацией геометрии поверхностей трения, что отражено в теоретических [2-7] и экспериментальных [8-12] работах. Показано, что оптимальные параметры геометрической формы поверхностей деталей торцевого контакта зависят от условий эксплуатации конструкции подшипника, а также времени его наработки. Оптимальные расчетные геометрические параметры торцевого контакта нагруженного подшипника могут стать неоптимальными после изготовления подшипника и его монтажа в узел из-за деформации деталей. Поэтому для цилиндрических роликоподшипников букс колесных пар вагонов, по мнению автора работы [2], оптимальные геометрические параметры торцевого контакта следует устанавливать не подбором сопряжения деталей с различной геометрией их контактирующих поверхностей, а по результатам анализа износа подшипников, изъятых из эксплуатации. На основании изложенного, повышение износостойкости торцевого контакта цилиндрических роликоподшипников за счет численной оптимизации геометрии поверхностей трения сопряжения «торец ролика - борт кольца» следует признать недостаточно эффективным из-за невозможности учета деформации деталей в эксплуатации.

Из анализа уравнений для толщины смазочной пленки в упругогидродинамическом расчете тяжелонагруженных контактов деталей при давлении ≥ 300 МПа [13] следует, что увеличить ее толщину (а значит уменьшить износ) можно, например, повышением вязкости смазки, за счет введения различных добавок и присадок, а также уменьшением контактного давления. В настоящей работе сделана попытка обоснования возможности увеличения толщины смазочной пленки между бортом кольца и торцом ролика за счет улучшения эксплуатационных свойств смазки и снижения контактного давления, что поможет хотя бы частично адаптировать торцевой контакт к постоянно меняющимся условиям эксплуатации.

Цель работы. Обосновать возможность повышения износостойкости торцевого контакта цилиндрических роликоподшипников с осевыми силами за счет улучшения антифрикционных и противозадирных свойств смазки при введении в смазку геомодификатора трения и за счет снижения контактного давления при усовершенствовании конструкции бортов колец.

Основной материал. Обоснование возможности повышения износостойкости торцевого контакта цилиндрических роликоподшипников в этой работе проводится на примере геометрического сопряжения конусного торца ролика с конусным торцом направляющего борта кольца. В таком сопряжении реализуется линейный контакт конусных поверхностей и при определенных допущениях достижение поставленной цели работы может быть значительно упрощено. В качестве критерия работоспособности торцевого контакта в роликоподшипнике в первом приближении может быть толщина смазочной пленки [13].

Основные допущения и предположения при определении толщины смазочной пленки в торцевом контакте:

- радиальная нагрузка вдоль линии контакта и осевая нагрузка по торцам ролика распределены равномерно;
- толщина смазочного слоя вдоль линии торцевого контакта одинакова;
- торцевое истечение смазки по высоте борта не зависит от жесткости борта и в расчет не принимается;
- проскальзывание в контактах ролика с бортами вращающегося внутреннего и неподвижного наружного колец не учитывается;

перемещение роликов в подшипнике осуществляются соосно кольцам.

Введенные допущения дают возможность в качестве первого приближения использовать решение плоской изотермической контактно-гидродинамической задачи для схемы торцевого контакта цилиндрического роликоподшипника, показанной на рис.4.

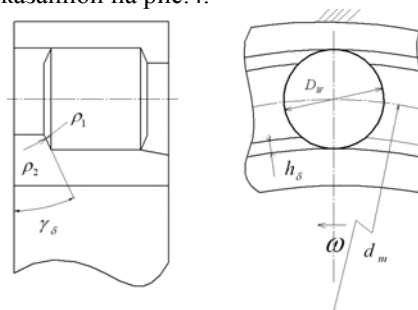


Рис. 4. Схема торцевого контакта в цилиндрическом роликоподшипнике

Толщину смазочной пленки в торцевом контакте роликоподшипника предлагается оценивать приближенной формулой, применяемой для расчетов зубчатых передач и подшипников качения [5]

$$h_o = 3,17(\mu_o \cdot V_\Sigma)^{0,75} \cdot \alpha^{0,6} \cdot \rho_{np}^{0,4} \cdot q_H^{-0,15}, \quad (1)$$

где μ_o – вязкость смазки при давлении, соответствующем нормальным условиям; α – пьезокоэффициент вязкости масла; V_Σ – суммарная скорость в контакте; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны; q_H – нагрузка на единицу длины торцевого контакта (удельная торцевая нагрузка);

Обозначая $\gamma = D_W / d_m$; $\gamma' = (D_W - h_\delta) / d_m$, получим выражение для радиусов кривизны торца ролика ρ_1 и борта кольца ρ_2 , а также приведенного радиуса ρ_{np} кривизны:

$$\rho_1 = \frac{d_m \gamma}{2 \sin \gamma_\delta}; \quad \rho_2 = \frac{d_m (1 \mp \gamma)}{2 \sin \gamma_\delta}; \quad \rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}. \quad (2)$$

Скорости в контакте, принадлежащем торцу ролика и бортам колец:

$$V_1 = \frac{d_m \omega}{4} (1 \pm \gamma)(1 \mp \gamma'); \quad V_2 = \frac{d_m \omega}{4} (1 - \gamma^2) \frac{\gamma'}{\gamma}, \quad (3)$$

а также суммарная скорость:

$$V_\Sigma = 0,25 d_m \omega \left[(1 \mp \gamma')(1 \pm \gamma) + (1 - \gamma^2) \frac{\gamma'}{\gamma} \right]. \quad (4)$$

В приведенных формулах (2...4) верхний знак относится к контакту ролика с бортом внутреннего кольца, нижний – наружного.

Распределенная нагрузка на единицу длины торцевого контакта

$$q_H = k_F F_a / Z l_p, \quad (5)$$

где Z – число роликов в подшипнике; l_p – длина линии торцевого контакта ролика; k_F – коэффициент, учитывающий динамический характер осевой нагрузки на ролик ($k_F = F_0 / F_i$, где F_0 – сила в торцевом контакте подшипника с чертежным размером борта; F_i – сила в торцевом контакте с измененным размером борта).

Для расчета толщины смазочной пленки в торцевом контакте роликоподшипника необходимо выяснить зависимость вязкости от концентрации геомодификатора в смазке и установить влияние жесткости борта кольца на силовое взаимодействие в торцевом контакте.

Зависимость вязкости от концентрации геомодификатора трения в смазке устанавливается путем исследования смазочной композиции на вискозиметре типа Реотест 2.1 согласно ГОСТ 1929-87, результаты которого представлены на рис. 5.

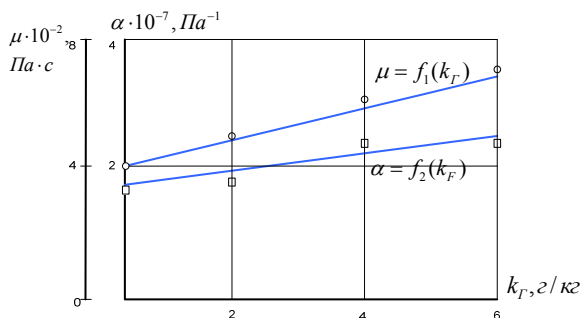


Рис. 5. Зависимость кинематической вязкости и пьезокоэффициента вязкости масла ИС-50 от концентрации геомодификатора

Влияние жесткости борта кольца на силовое взаимодействие в торцевом контакте получено методом, который хотя и не дает высокой точности, но позволит оценить силу взаимодействия ролика с бортом в торцевом контакте. Эта сила, деформирующая борт кольца, определяется из условия энергетического баланса – равенства кинетической энергии T движущего груза (колесной пары) и потенциальной энергии U_δ деформации борта кольца подшипника.

При этом необходимо ввести следующие допущения для определения силы в торцевом контакте:

- борт кольца – набор консольных балок, число которых равно числу роликов и связанных упругими кольцевыми нитями;
- рассматривается элемент борта в виде консольной балки с одной степенью свободы, на которую действует сила со стороны одного ролика;
- удар торца ролика о борт кольца абсолютно неупругий: взаимодействующие тела после удара не отделяются друг от друга;
- скорость удара не зависит от состояния пути, конструкции и состояния ходовой части вагона, скорости и нагрузки вагона;
- нагрузка от торца ролика передается на верхний угол борта кольца, что соответствует наиболее неблагоприятным условиям эксплуатации подшипника;
- масса изгибаемой консольной балки в расчет не принимается;
- рассеяние энергии при ударе не учитывается.

С учетом принятых допущений

$$T = U_\delta \quad \text{или} \quad \frac{mV^2}{2} = \frac{F^2 l^3}{6EI}, \quad (6)$$

где m – 1/15 часть массы колесной пары; V – скорость осевого смещения колесной пары (определена по результатам экспериментальных исследований пассажирского вагона [14]); F – сила взаимодействия торца ролика с бортом кольца; l – длина консольной балки (высота борта кольца); E – модуль упругости материала кольца; I – момент инерции прямоугольного сечения консольной балки, $I = bh^3 / 12$ (b – ширина, h – высота сечения балки).

Из соотношения (6) выражение для F имеет вид:

$$F = \frac{V}{l} \sqrt{3EI m / l} . \quad (7)$$

При $V=0,02$ м/с; $l=0,007$ м; $m=80$ кг; $E=2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $b=0,03$ м; $h_1=0,0135$ м; $h_2=0,0115$ м; $h_3=0,0095$ м; $h_4=0,0075$ м; $h_5=0,007$ м (h_1, h_2, h_3, h_4, h_5 – варианты изменений высоты сечения консольной балки – борта), $F_a=5$ кН, $Z=15$, $l_p=0,007$ м, можно получить зависимость $q_H = f_3(k_F)$, которая представлена на рис.6

На основе полученных зависимостей

$$\mu = f_1(k_T), \quad \alpha = f_2(k_T), \quad q_H = f_3(k_F)$$

(рис.5 и рис.6) можно построить согласно (1) зависимости $h_0 = \varphi_1(k_T)$ и $h_0 = \varphi_2(k_F)$ (рис.7).

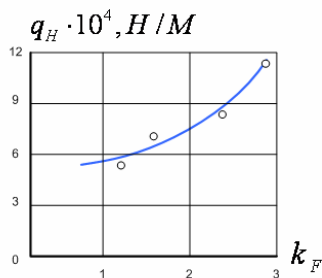


Рис. 6. Зависимость удельной торцевой нагрузки ролика на борт кольца от коэффициента динамической осевой нагрузки

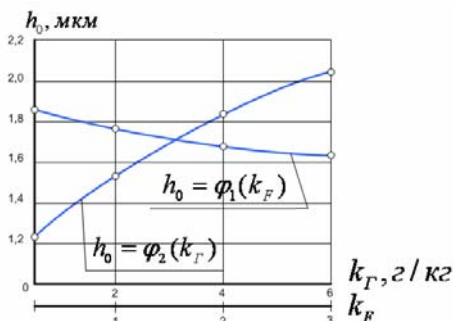


Рис. 7. Зависимости изменения толщины масляной пленки в торцевом контакте роликподшипника от концентрации геомодификатора в смазке и жесткости борта кольца

Выводы

1. Повышение износостойкости торцевого контакта цилиндрических роликподшипников на основе численной оптимизации геометрии поверхностей трения торца ролика и борта кольца не учитывает монтажные и эксплуатационные деформации деталей подшипников, а также их износ. Такой путь повышения износостойкости торцевого контакта

роликоподшипников следует считать недостаточно эффективным и исчерпавшим свои возможности.

2. Под постоянно меняющиеся условия работы торцевого контакта роликоподшипников, воспринимающих перемещение осевые нагрузки, предлагается адаптироваться обеспечением требуемых эксплуатационных свойств смазки и уменьшением контактных давлений. Первое достигается за счет улучшения антифрикционных и противозадирных свойств смазки введением геомодификаторов трения, второе – снижением жесткости деталей торцевого контакта, например бортов колец подшипников.

3. Разработанная методика оценки работоспособности торцевого контакта роликоподшипников с осевой нагрузкой по критерию толщины смазочной пленки позволяет в первом приближении эффективность предложенных способов повышения износостойкости торцов роликов и бортов колец.

Список литературы: 1. *Перель Л.Я.* Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983.– 543с. 2. *Шавишвили А.Д.* Работа цилиндрических роликовых подшипников в контакте торец ролика – борт кольца // Труды ВНИИЖТ. – 1982. – вып.654. – с.90-97. 3. *Галахов М.А.* Исследование контакта сферического торца ролика с наклонным бортом кольца и метод выбора радиуса торца // Труды ВНИИП. – 19....– Вып. 5(81). – с.81-86. 4. *Галахов М.А., Бурмистров А.Н.* Расчет подшипниковых узлов. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с. 5. *Коднир Д.С., Жильников Е.П., Байбородов Ю.И.* Эластрогидродинамический расчет деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 160 с. 6. *Жильников Е.П.* Эластрогидродинамический расчет контакта торца ролика с бортиком кольца роликоподшипника // Трение и износ, – 1990. - №2. – с.240-245. 7. *Krzeminski – Freda H., Warda B.* The effect of roller end flange contact shape upon frictional losses and axial load of the radial cylindrical roller bearing // Tribol. Des. Mach. Elem.: Proc.15th Deeds – Lyon Symp. Tribol., 6th -9th Sept., 1988. – Amsterdam, 1989. – с.287-295. 8. *Соколов Ю.Г., Данильченко А.И., Лутвинов А.М.* Некоторые конструктивные особенности радиального роликового подшипника и их влияние на относительное проскальзывание //Контактно-гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике: Материалы II Всесоюзн. Научн.-техн. конф. Куйбышев, 1978.– Вып.2 – с.107–113. 9. *Акбаев Б.З., Галахов М.А.* Определение момента трения в подшипниках качения от действия осевых сил // Труды ВНИИЖТ. – 1975. – Вып. 540. – с.24–27. 10. *Цюренко В.Н., Шавишвили А.Д.* Определение оптимальной формы очертания торцов роликов цилиндрических роликоподшипников // Труды ВНИИЖТ. - 1978. – Вып. 583. – с.41–48. 11. *Петров В.А., Филатова Е.М., Мартынов В.С., Галахов М.А.* Влияние внутренних параметров цилиндрического роликового подшипника на некоторые критерии его работоспособности // Труды ВЗИИТ. – 1976. – Вып. 82. – с.37–56. 12. *Li M., Wen S.* The study of roller end quidding shoulder construction of roller bearings // Tribol. Des. Mach. Elem./ Prol. 15th Leeds – Lyon Symp., Tribol., 6th-9th Sept., 1988. – Amsterdam, 1989. – с.307–311. 13. *Галахов М.А.* Упругогидродинамическая теория смазки / Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2х кн. Кн.2/ Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Анисина. – М.: Машиностроение, 1979. – с.49–56. 14. *Гайдамака А.В.* Повышение износостойкости и снижение сопротивления вращению тяжело нагруженных роликоподшипников за счет изменения конструкции и материала сепаратора: Дис... канд. техн. наук. – Харьков, 1988. – 209с.

Поступила в редколлегию 4.09.2010